

**SWASH PLATE TYPE COMPRESSOR**

Patent Number: JP8284817  
Publication date: 1996-10-29  
Inventor(s): UMEMURA YUKIO  
Applicant(s): CALSONIC CORP  
Requested Patent: ☐ JP8284817  
Application Number: JP19950106453 19950428  
Priority Number(s):  
IPC Classification: F04B27/08; F04B27/14  
EC Classification:  
Equivalents:

---

**Abstract**

---

**PURPOSE:** To prevent partial abrasion of a piston or a cylinder bore by eliminating or decreasing side force to act on the piston without impeding the smooth sliding movement of the piston in a swash plate-type compressor.

**CONSTITUTION:** The center axis of a cylinder bore 16 is tilted in relation to an axis of a driving shaft 10 only by the specified angle so that the vertex surface 31 side of a piston 30 may approach a driving shaft 14.

---

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-284817

(43) 公開日 平成8年(1996)10月29日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

F 0 4 B 27/08  
27/14

識別記号

庁内整理番号

F I

F 0 4 B 27/08

技術表示箇所

K  
Q  
S

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平7-106453

(22) 出願日 平成7年(1995)4月28日

(31) 優先権主張番号 特願平7-28321

(32) 優先日 平7(1995)2月16日

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000004765

カルソニック株式会社

東京都中野区南台5丁目24番15号

(72) 発明者 梅村 幸生

東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソ  
ニック株式会社内

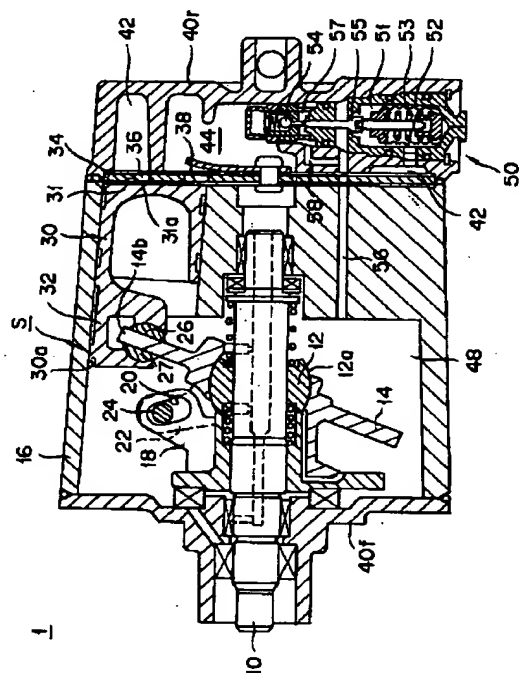
(74) 代理人 弁理士 八田 幹雄

(54) 【発明の名称】 斜板式コンプレッサ

(57) 【要約】

【目的】 「斜板式コンプレッサ」におけるピストンの円滑な摺動を阻害することなくピストンに作用するサイドフォースを解消あるいは減少させ、ピストンあるいはシリンダボアの偏摩耗を防止すること。

【構成】 シリンダボア(16)の中心軸線(16A)を前記駆動軸(10)の軸線(10A)に対して、前記ピストン(30)の頭頂面(31)側が前記駆動軸(14)に接近するように、所定角度( $\beta$ )だけ傾斜させたもの。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 駆動軸(10)を回動自在に支持し該駆動軸(10)の周りに複数のシリンダボア(16a)が形成されたシリンダブロック(16)と、該シリンダブロック(16)に結合され内部にクランク室(48)を形成してなるハウジング(40f, 40r)と、前記クランク室(48)内に収容されて前記駆動軸(10)と共動する駆動斜板(14)と、該駆動斜板(14)にシュー(26, 27)を介して連結された単頭式のピストン(30)とを有する斜板式コンプレッサにおいて、

前記シリンダボア(16a)の中心軸線(16A)を前記駆動軸(10)の軸線(10A)に対して、前記ピストン(30)の頭頂面(31a)側が前記駆動軸(10)に接近するように、所定角度( $\beta$ )だけ傾斜させたことを特徴とする斜板式コンプレッサ。

【請求項2】 前記各ピストン(30)は、上死点にある時にデッドボリウムが生じないように頭頂面(31a)を削落したことを特徴とする請求項1に記載の斜板式コンプレッサ。

【請求項3】 前記ピストン(30)は、シリンダボア(16a)内で回動しないようにした回り止め機構(S)を有する請求項1又は2に記載の斜板式コンプレッサ。

【請求項4】 前記回り止め機構(S)は、ピストン首部(32)のシリンダブロック(16)に対向する外面側を所定形状とした回り止め部(30a)を有し、該回り止め部(30a)は、シリンダブロック(16)に対向する外面に形成されたピストン頭部半径( $R_p$ )よりも大きい曲率半径( $R_1$ )を有する凸曲面(a)と、該凸曲面(a)の周方向両端に形成された所定の曲率半径( $r$ )を有する当接部(b)と、ピストン(30)の回り止め部(30a)に対向するシリンダブロック(16)の内周面に形成されたピストン頭部半径( $R_p$ )よりも大きく且つ凸曲面(a)の曲率半径( $R_1$ )よりも小さい内側曲率半径( $R_2$ )を有する凹曲面(c)とを有し、該凹曲面(c)が前記当接部(b)から所定距離( $L_1$ )だけ離間するように設けたことを特徴とする請求項3に記載の斜板式コンプレッサ。

【請求項5】 前記両当接部(b)間の距離( $L_2$ )は、ピストン頭部(31)の直径( $D_p$ )の0.9倍以上である請求項4に記載の斜板式コンプレッサ。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、自動車用空気調和装置等に使用される斜板式コンプレッサに関する。

【0002】

【従来の技術】 一般に、自動車用空気調和装置に使用される斜板式コンプレッサには、吐出容量を可変にした容量可変斜板式コンプレッサがある。この容量可変斜板式コンプレッサは、駆動軸に取付けられかつ傾斜角度可変とされた駆動斜板と、この駆動斜板に追従して揺動する揺動板(ソケットプレートあるいはウォブル板等と称する)とをクランク室内に設け、このクランク室内の圧力

状態を制御弁により変化させることにより揺動板の傾斜角を変化させ、この揺動板の傾斜角の変化にともなって揺動板に連結されたピストンのストローク量を調節し、圧縮容量を変えるようにしている。

【0003】しかし、このコンプレッサのように揺動板を使用すると、揺動板自体の支持機構や軸受構造が複雑となるので、揺動板を廃止した容量可変斜板式コンプレッサが提案されている(例えば、特公平2-61, 627号公報参照)。

【0004】この容量可変斜板式コンプレッサは、揺動板を使用することなく、駆動斜板により直接ピストンを往復作動するようにしているので、構造的には簡素化されているものの、駆動斜板が傾斜した状態で圧縮作動する時、駆動斜板から各ピストンに作用する圧縮荷重が、軸方向力のみでなく、半径方向の力(サイドフォース)も作用し、ピストンがシリンダボア内で傾斜して作動し、ピストンやシリンダボアに偏摩耗が生じることがある。

【0005】つまり、図4(A)に示すように、駆動斜板106とピストン112を球面状のシュー114a, 114bを介して連結し、駆動斜板106の揺動運動を往復直線動に変換して直接ピストン112に伝達している。このようにした場合、ピストン112の移動方向は、シリンダボア110により規制され、駆動軸104と平行な直線方向となるが、駆動斜板106からピストン112に作用する押圧力の方向は、駆動斜板106のどの位置と摺動接触しているかにより、あるいは駆動斜板106の傾斜角度などによって、時々刻々と変化するので、ピストンの移動方向とは必ずしも一致しない。

【0006】例えば、図4(B)のように、駆動斜板106が傾斜角 $\theta$ だけ傾斜した状態でピストン112を上死点側(図上右方向)に押し進め冷媒等を圧縮する場合には、駆動斜板106からピストン112に対して力Fが作用しているとすれば、シュー114aを介してピストン112を押圧する押圧力F1は、 $F1 = F \cos \theta$ ……(1)となる。

また、この力Fのピストン112の移動方向に直交する方向の分力F2は、

$F2 = F \sin \theta$ ……(2)となる。

【0007】前記押圧力F1は、ピストン112を移動させる力となるが、分力F2は、いわゆるサイドフォースとしてピストン112をシリンダボア110の内周面に押し付けるように作用する。このサイドフォースF2は、ピストン移動時の摩擦力として作用するのみでなく、ピストン112を傾動させる要因となり、ピストン112がシリンダボア110の内周面に沿って円滑に摺動するのを妨げ、ピストン112とシリンダボア110の内周面との間で偏摩耗を生ぜしめることになり、コンプレッサ自体の性能に悪影響を及ぼす虞れがある。

【0008】このため、各ピストンが冷媒などを圧縮し

たときに生じる圧縮荷重を利用して前記サイドフォースF2による悪影響を軽減するようにした容量可変斜板式コンプレッサが最近提案されている(例えば、特開平5-256, 258号公報参照)。

【0009】この容量可変斜板式コンプレッサは、図5に略示するように、ピストン112は、シリンダボア110の中心軸線と平行に配置し、ピストン112の頭頂面112aのみをシリンダボア110の外接円から求心方向に向けて所定角度 $\alpha$ だけ傾斜して設けたものである。これによりピストン12から駆動斜板106に作用する圧縮荷重Pの内、半径方向の力、つまりサイドフォースQを前記サイドフォースF2に対抗させるための力として生ぜしめ、ピストンがシリンダボア内で傾斜して作動しないようにしている。

【0010】例えば、駆動斜板106が傾斜角 $\theta$ だけ傾斜した状態で、ピストン112を上死点側(図上右方向)に移動させる場合、圧縮室側(右端側)からピストン112の頭頂面112aに圧縮荷重Pが作用するが、この場合、頭頂面112aを所定角度 $\alpha$ だけ傾斜させると、圧縮荷重Pのピストン112の移動方向に直交する方向に分力Qが生じる。

【0011】ここに、圧縮荷重Pは、実際には圧縮室内の圧力PBからクランク室の圧力PCを引いた値の(PB-PC)となり、この圧縮荷重Pが直径Dのピストンの頭頂面112aに作用するので、ピストン全体に作用するシリンダ方向の分力は、(PB-PC)・ $\pi D^2/4$ となる。また、この力のピストン112の移動方向に直交する方向の分力Qは、

$$Q = (PB - PC) \cdot \pi D^2 / 4 \cdot \tan \alpha \cdots (3)$$

となる。

【0012】したがって、ピストン112の中心Mの周りのモーメントを考えた場合、サイドフォースF2のモーメントL2・F2と前記圧縮荷重に伴う分力QのモーメントL3・Qとは、相互に逆方向のモーメントとなるので、相殺され、ピストンのシリンダボア内での傾動を防止している。

【0013】

【発明が解決しようとする課題】しかし、このように駆動軸の周りに平行に形成されたシリンダボア内にピストンを設け、ここで往復動するピストンの頭頂面112aをシリンダボアの外接円から求心方向に向けて所定角度 $\alpha$ だけ傾斜させると、ピストンの頭頂面112aが最もバルブプレートに近い上死点まで移動しても、このバルブプレートとの間には隙間が生じ、これが圧縮に寄与しないデッドボリウムとなり、コンプレッサの圧縮効率が低下するという不具合がある。

【0014】また、ピストンの頭頂面112aを所定角度 $\alpha$ だけ傾斜させて、サイドフォースF2によるモーメントに対抗する圧縮荷重に伴う分力Qのモーメントを生ぜしめても、分力Q等により生じるピストンとシリン

ダボアとの間の摺動摩擦抵抗の増大を考慮すると、計算上、前記傾斜角 $\alpha$ の大きさも大きなものとなり、圧縮に寄与しないデッドボリウムを無視できなくなる。

【0015】特に、前述した両斜板式コンプレッサともに、前述したF2あるいはQからなるサイドフォース自体を低減するものとはなっていないので、ピストンの円滑な摺動は期待できず、ピストンやシリンダボアに偏摩耗が生じる虞れがある。

【0016】本発明は、このような問題点に鑑みてなされたもので、ピストンの円滑な摺動を阻害するサイドフォースを解消あるいは減少させ、ピストンあるいはシリンダボアの偏摩耗を防止し、圧縮効率の高い斜板式コンプレッサすることを目的とする。

【0017】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するための請求項1に記載の本発明は、駆動軸を回動自在に支持し該駆動軸の周りに複数のシリンダボアが形成されたシリンダブロックと、該シリンダブロックに結合され内部にクランク室を形成してなるハウジングと、前記クランク室内に収容されて前記駆動軸と共動する斜板と、該斜板にシューを介して連結された単頭式のピストンとを有する斜板式コンプレッサにおいて、前記シリンダボアの中心軸線を前記駆動軸の軸線に対して、前記ピストンの頭頂面側が前記駆動軸に接近するように、所定角度だけ傾斜させたことを特徴とする。請求項2に記載の本発明は、上死点にある時にデッドボリウムが生じないように各ピストンの頭頂面を削落したことを特徴とする。請求項3に記載の本発明は、前記ピストンがシリンダボア内で回動しないようにした回り止め機構を有するものである。請求項4に記載の本発明は、回り止め機構を、ピストン首部の内周被覆部材に対向する外面側を所定形状とした回り止め部を有するものにより構成し、該回り止め部は、内周被覆部材に対向する外面に形成されたピストン頭部半径よりも大きい曲率半径を有する凸曲面と、該凸曲面の周方向両端に形成された所定の曲率半径を有する当接部と、ピストンの回り止め部に対向する内周被覆部材の内周面に形成されたピストン頭部半径よりも大きく且つ凸曲面の曲率半径よりも小さい内側曲率半径を有する凹曲面とを有し、該凹曲面が前記当接部から所定距離だけ離間するように設けたことを特徴とする。請求項5に記載の本発明は、前記両当接部間の距離が、ピストン頭部の直径の0.9倍以上であることを特徴とする。

【0018】

【作用】請求項1に記載の発明にあっては、ピストンの頭頂面側が駆動軸に接近するようにシリンダボアの中心軸線を駆動軸の軸線に対して所定角度だけ傾斜させると、この傾斜させた角度だけ駆動斜板からピストンに作用する押圧力の向きが、ピストンの作動方向に近づくかあるいは一致し、ピストンに作用するサイドフォースが

大幅に低減あるいは解消することができる。請求項 2 に記載の発明にあっては、ピストンの頭頂面を削落すると、デッドボリウムが生じないので、コンプレッサの圧縮効率が低下することがない。請求項 3 に記載の発明にあっては、回り止め機構によりピストンがシリンダボア内で回動しないようにすれば、どのような作動状態であってもピストンの頭頂面は、バルブプレートとの間でデッドボリウムが生じないことになるので、コンプレッサの圧縮効率の低下を完全に防止できる。請求項 4 に記載の発明にあっては、内周被覆部材の内周面とピストン首部の回り止め部との間に隙間を形成し、当該ピストンがピストン軸を中心として回動したとき、回り止め部の当接部が凹状部の凹曲面に滑らかに曲面で面接触するように当接されるので、ピストンの回転が確実かつ滑らかに規制される。また、駆動斜板の回転により遠心力で飛ばされる潤滑油は、ピストンの回り止め部がケーシングの内周面にエッジ当たりすることがないので、曲面で面接触する部分から周方向に流入して油膜が形成され易くなる。軸方向からも潤滑油が流入するとともにピストンの回り止め部の凸曲面とケーシングの凹状部の凹曲面とで囲まれた間の部分に、油潤滑空間が形成されるので、油潤滑空間は流入した潤滑油の油溜りとして機能し、これにより、摺動部分の潤滑が十分に行われる。請求項 5 に記載の発明にあっては、両当接部間の距離がピストン頭部の直径の 0.9 倍以上としたので、ピストンが回動したときには、両当接部が内周被覆部材の凹曲面に接触しても、ピストンの回り止め部が内周被覆部材の内周面に形成された凹曲面に噛み込むことが防止できる。

【0019】

【実施例】以下、本発明に係る斜板式コンプレッサの一実施例を図面を用いて説明する。図 1 は、本発明の一実施例に係る容量可変斜板式コンプレッサの断面図である。

【0020】この容量可変斜板式コンプレッサ 1 は、エンジン（図示せず）により回転駆動される駆動軸 10 を回動自在に支持するシリンダブロック 16 を有し、このシリンダブロック 16 には、内部にクランク室 48 を形成するようにフロントハウジング 40 f とリヤハウジング 40 r が取り付けられている。

【0021】クランク室 48 内には、駆動軸 10 と共動するほぼ円盤状の駆動斜板 14 と、複数の単頭式のピストン 30 が設けられており、各単頭式のピストン 30 は、駆動軸 10 の周りのシリンダブロック 16 に形成された複数のシリンダボア 16 a 内にそれぞれ收容されている。また、各ピストン 30 は、頭部 31 と、首部 32 とを有し、前記駆動斜板 14 の外縁部 14 b が、ピストン 30 の首部 32 まで伸延され、両者はシュー 26、27 を介して直接連結されている。2 つのシュー 26、27 は、駆動斜板 14 に取り付けられた状態の外周面が、

ほぼ球形となるように構成されている。

【0022】各ピストン 30 は、首部 32 の外周面にピストン 30 の回り止め機構 S が設けられている。この回り止め機構 S は、この首部 32 自体を所定形状とした回り止め部 30 a により回り止め機能を発揮させるようにしたものである。

【0023】つまり、図 3 に示すように、ピストン首部 32 の外面をピストン頭部半径  $R_p$  よりも大きい曲率半径  $R_1$  を有する凸曲面 32 a とし、該凸曲面 32 a の周方向両端に所定の曲率半径  $r$  を有する当接部 32 b とし、シリンダブロック 16 の内周面に、ピストン頭部半径  $R_p$  よりも大きく凸曲面 32 a の曲率半径  $R_1$  よりも小さい内側曲率半径  $R_2$  を有する凹曲面 16 a を形成し、この凹曲面 16 a が両当接部 32 b から所定距離  $L_1$  だけ離間するように構成したものである。

【0024】このようにすれば、ピストン 30 が回転しても、回り止め部 30 a の凸曲面 32 a が凹曲面 16 a に滑らかに曲面で面接触し、ピストン 30 の回転を規制することができる。しかも、ピストン 30 の凸曲面 32 a とシリンダブロック 16 の凹曲面 16 a との間に空間  $d$  を形成することができ、ここに駆動斜板 14 の回転により飛ばされたクランク室内の潤滑油がシリンダブロック 16 の周方向と軸方向から入り込み、油溜りにもなるので、潤滑性が向上することになり、さらに、シリンダブロック 16 の内周面にエッジ当たりしないので、潤滑油が凸曲面 32 a と流入して油膜が形成され易い。

【0025】ここで、ピストン 30 の回り止め部 30 a の両当接部 32 b、32 b の間の距離  $L_2$  は、ピストン頭部 31 の直径  $D_p$  の 0.9 倍以上とすることが好ましい。つまり、ピストン 30 が回動したときには、両当接部 32 b がシリンダブロック 16 の凹曲面 16 a に接触するが、この接触点間の距離  $L_2$  が  $0.9 D_p$  であれば、ピストン 30 の回り止め部 30 a がシリンダブロック 16 の内周面に形成された凹曲面 16 a に噛み込むような事態を、種々の条件下においても確実に回避できるからである。

【0026】なお、シリンダブロック 16 の内周面に形成される凹曲面 16 a の軸方向長さは、少なくともピストン 30 の往復運動によって回り止め部 30 a が移動したときに干渉を起こさない長さ以上とすることが好ましい。半径  $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_p$  や距離  $L_1$ 、 $L_2$  は、設計仕様に基づいて適宜調整される。

【0027】また、図 1 に示すように、駆動軸 10 上には、軸方向に摺動自在の球面状外周面 12 a を有するスリーブ 12 が取付けられ、このスリーブ 12 の球面状外周面 12 a に前記駆動斜板 14 が摺動自在に当接し支持されている。また、この駆動軸 10 には、ヒンジ機構の一部を構成する支持部材 18 が駆動軸 10 と同期回転するように取付けられ、この支持部材 18 の先端には円弧状の長孔 20 が形成され、この長孔 20 には前記駆動斜

板14側より伸延されたアーム22に設けられたピン24が嵌合され、全体としてヒンジ機構を構成している。したがって、駆動斜板14は、駆動軸10により回転されつつピン24を中心としてスリーブ12の外周面12a上で揺動し得るようになっている。

【0028】なお、前記バルブプレート34には、吸入口36と吐出口38が開設され、吸入口36にはリヤハウジング40r内に形成された吸入室42が、吐出口38には吐出室44がそれぞれ連通されている。

【0029】この吸入室42は、制御弁50を介してクランク室48と連通されているが、この制御弁50は、クランク室48内の圧力を制御し、このクランク室48内の圧力と吸入される冷媒の圧力とのバランスにより駆動斜板14の傾斜角度 $\theta$ （図2参照）を制御するものである。

【0030】例えば、帰還冷媒が低圧の場合には、前記吸入室42と連通されている室51に低圧冷媒が導かれるので、ベローズ52はばね53により上昇し、第2弁54が「開」、第1弁55が「閉」状態となる。これにより、吐出室44内の高圧冷媒が、第2弁54より通路56を通過してクランク室48に導かれ、クランク室48内の圧力が上昇する。したがって、複数のピストン30の背面に加わる力の合成力が、ピン24を中心とするモーメントとして働き、駆動斜板14の傾斜角度 $\theta$ が減少させるように作用し、吸入工程にあるピストン30は、十分に大きなストロークとなるように後退できず、これにより冷媒の圧縮量は少なくなる。

【0031】逆に、帰還冷媒が高圧の場合には、前記吸入室42と連通されている室51に高圧冷媒が導かれるので、ベローズ52はばね53に抗して下降し、第2弁54が「閉」、第1弁55が「開」状態となる。これにより、室51の高圧冷媒が、第1弁55より室57、通路58、通路56を通過してクランク室48に導かれ、クランク室48内の圧力が吸入室42側と同じとなる。したがって、前述したモーメントの作用により駆動斜板14の傾斜角度 $\theta$ が最大に傾斜し、ピストン30の往復動ストロークが長くなる。これにより冷媒の圧縮量は増大する。

【0032】なお、前記ベローズ52とばね53の代わりにばねとガスを封入したベローズを用いる構造とし、周囲の吸入冷媒ガス圧力との差によりベローズが伸縮し、それぞれのポートを開閉する構造であっても良い。また、第1弁55を使わずに常にクランク室48と吸入室42とを連通する通路を設け、吸入冷媒ガスとばねとの圧力差により吸入室42とクランク室48を開閉する第2弁54のみで制御してクランク室内に吐出冷媒圧力を導入し、クランク室内圧力を制御して駆動斜板14の角度を制御する構造であっても良い。

【0033】特に、本実施例では、図2に示すように、前記シリンダボア16aの中心軸線16Aが前記駆動軸

10の軸線10Aに対して、ピストン頭部31の頭頂面31a側が駆動軸10に接近するように、所定角度 $\beta$ だけ傾斜され、また各ピストン30の頭頂面31aが、ピストン30が上死点にある時にデッドボリュームが生じないように削落され、バルブプレート34と対向するように構成されている（図1参照）。

【0034】前記各ピストン30の頭頂面31aを削落する場合の傾斜角度としては、前記シリンダボア16aの中心軸線16Aが駆動軸10の軸線10Aに対して傾斜した角度 $\beta$ に対応する角度 $\beta$ とすることが好ましい。このようにすれば、前記周知止め機構Sによりピストン30は、常に一定の姿勢で往復動することになるので、ピストン30が上死点にある時には、頭頂面31aとバルブプレート34とは僅かな隙間を介して平行であり、両者間にはデッドボリュームがなく、それだけコンプレッサの圧縮効率の低減を防止できる。

【0035】また、このようにシリンダボア16aを傾斜角 $\beta$ だけ傾斜し、ピストン30の頭頂面31aを前記角度 $\beta$ に対応して削落したピストン30に作用する力関係を考察すると、図2に示すように、冷媒圧縮時に、駆動斜板14から球面状シュー26を介してピストン30に作用する力Fは、シリンダボア16aの中心軸線16A方向、つまりピストン30を押圧する分力F1が、 $F1 = F \cos(\theta - \beta) \dots\dots (4)$  となり、前記(1)式と比べると明らかなように、傾斜角 $\beta$ だけピストン30を押圧する押圧力が大きくなり、無駄な力が分散することなくピストン30の押圧作動に利用されることが分かる。

【0036】また、この中心軸線16Aに直交する方向の分力F2は、 $F2 = F \sin(\theta - \beta) \dots\dots (5)$  となる。

【0037】この分力F2は、ピストン30をシリンダボア16aの内周面に押付けるサイドフォースとして作用するが、このサイドフォースF2は、前記(2)式と比べると明らかなように傾斜角 $\beta$ だけ小さな値を示すものとなっている。したがって、本実施例の斜板式コンプレッサにおいては、このサイドフォースF2自体も低減し、これにともなってピストン30の傾動や偏摩耗を防止することになる。

【0038】なお、前記シリンダボア16aを角度 $\beta$ だけ傾斜させても、シリンダブロック16の大きさは不必要に肥大したりするはないが、シリンダブロック16の外形のみを完全な円筒状とする場合には、許容し得る範囲内でシリンダボア16aの肉厚をフロント側とリヤ側とで変化させても良い。

【0039】また、冷媒などを圧縮することにより生じる圧縮荷重にともなって生じるサイドフォースQは、図2及び前記式(3)より明らかなように、 $Q = (P_B - P_C) \cdot \pi D^2 / 4 \cdot \tan \beta$  となる。

【0040】このサイドフォースQとピストン30を押

圧する押圧力に起因するサイドフォースF2 とによる点Mの周りでのモーメントを考える場合、両モーメントは、逆方向に作用することになるので、両モーメントは相殺されることになり、ピストン30の傾動が防止される。

【0041】實際上、この傾斜角は、1～4度が好ましく、より好ましくは3度程度である。このようにすれば、前記両モーメントは相殺され、サイドフォースによる悪影響を実用的なレベルまで低減でき、ピストンをより円滑に摺動させることができる。これによりピストン頭部31の頭頂面31a等がシリンダボア16aに片当たりしたり、ピストン30やシリンダボア16aが偏摩耗する事態を防止できることになる。

【0042】さらに、斜板式コンプレッサのピストン30は、コンプレッサ作動中、駆動斜板14に押されてシリンダボア16a中を往復直線動するが、この場合、一般に、ピストン30等の慣性力と前記圧縮荷重も駆動斜板14に作用する。この慣性力と圧縮荷重は、合力となってシュー26、27を介して駆動斜板14に伝達される。

【0043】例えば、ピストン30を中空アルミニウム製とし、シュー26、27を鋼鉄製として、両者の総重量が、約50g程度とした場合に、従来からある通常の斜板式コンプレッサを、フルストロークで高負荷低回転状態(700rpm)で運転したときの上死点における慣性力と圧力荷重を測定する実験を行なった結果、慣性力は、0.4Kgf、圧縮荷重は、-250Kgf、慣性力と圧縮荷重の合力は、-249.6Kgfとなった。ここに、「-」は力の作用方向をさす。

【0044】なお、下死点におけるこれら各力は、上死点におけるものより遥かに小さな値であるため、下死点におけるこれら各力は、余り問題ではない。

【0045】しかし、本実施例のように、シリンダボア16aを傾斜角 $\beta$ だけ傾斜し、ピストン30の頭頂面31aを角度 $\beta$ に対応して削落した斜板式コンプレッサは、慣性力と圧縮荷重の合力は、-212.16Kgfであった。

【0046】この実験結果から明らかなように、高負荷低回転時の上死点で相当厳しい状態に置かれているピストン30であっても、本実施例のように、シリンダボア16aを傾斜角 $\beta$ だけ傾斜すれば、慣性力と圧縮荷重の合力が、15%低減することが判明した。

【0047】この実験結果からしても、前記力関係において明らかにした、a) 駆動斜板14からのサイドフォースF2 が低減する点、b) このサイドフォースF2 によるモーメントと圧縮荷重によるサイドフォースQによるモーメントが相殺する点、が立証され、これら総じて慣性力と圧縮荷重の合力の影響を極力防止し、高負荷低回転時の相当厳しい状態を緩和し、ピストンがシリンダボア内で円滑に作動することになる。

【0048】次に、実施例の作用を説明する。ある大きさの熱負荷で冷房サイクル運転している場合、駆動斜板14は、制御弁50の働きにより熱負荷に応じた冷媒吐出容量が得られるように所定の傾斜角度で回転される。この駆動斜板14の回転は、シュー26、27を介して単頭式ピストン30に伝達され、このピストン30は、駆動軸10の軸線10Aに対し所定角度 $\beta$ だけ傾斜したシリンダボア16aの中心軸線16Aに沿ってシリンダボア16a内を摺動し、冷媒等を圧縮する。

【0049】この場合、回転する駆動斜板14との摺動抵抗によりピストン30自体が回転しようとするところもあるが、本実施例には、回り止め機構Sが設けられているので、ピストン30自体が回転することはなく、円滑に往復直線動することになる。

【0050】ここにおいて、本実施例では、ピストン30の頭頂面31a側が駆動軸10に接近するようにシリンダボア16aの中心軸線16Aを駆動軸10の軸線10Aに対して傾斜角度 $\beta$ だけさせているので、この傾斜させた角度だけ駆動斜板14からピストン30に作用する押圧力の向きが、ピストン30の作動方向に近づくかあるいは一致し、ピストンに作用するサイドフォースが大幅に低減あるいは解消することができる。

【0051】ここに、駆動斜板14からピストン30に作用する力Fの中心軸線16Aに直交する方向の分力F2は、(5)式から $F2 = F \sin(\theta - \beta)$ となるが、この分力F2は、傾斜角 $\beta$ だけ通常のコンプレッサより小さな値となるので、このサイドフォースF2にともなうピストン30の摺動摩擦抵抗が低減し、円滑な作動となり、ピストン30がシリンダボア16aに片当たりしたり、ピストン30やシリンダボア16aが偏摩耗する事態を防止できる。

【0052】一方、冷媒を圧縮することにより生じる圧縮荷重にともなうピストン30には、サイドフォースQが生じるが、このサイドフォースQとピストン30を押圧する押圧力に起因する前記サイドフォースF2の点M(図2参照)の周りでのモーメントは、逆方向に作用するので、両モーメントは相殺され、ピストン30の傾動が防止される。

【0053】そして、このピストン30が、上死点にあるときでも、ピストン30の頭頂面31aとバルブプレート34の間にはデッドボリュームが生じることはなく、コンプレッサの圧縮効率が低下することがない。

【0054】このように本実施例によれば、ピストン30の頭頂面31a側が駆動軸10に接近するようにシリンダボア16aの中心軸線16Aを駆動軸10の軸線10Aに対して所定角度 $\beta$ だけ傾斜させているので、この傾斜させた角度だけ駆動斜板14からピストン30に作用する押圧力の向きが、ピストン30の作動方向に近づくかあるいは一致し、ピストン30に作用するサイドフォースF2を大幅に低減あるいは解消することができ、

また、ピストン 30 の頭頂面 31 a を前記所定角度  $\beta$  に対応して削落すると、デッドボリュウムが生じないので、コンプレッサの圧縮効率が低下することがない。

【0055】なお、シリンダブロック 16 に駆動軸 10 の軸線 10 A に対し所定角度  $\beta$  だけ傾斜した複数のシリンダボア 16 a を開設する作業においても、製造上何ら問題が生じることもない。つまり、一般に複数のシリンダボア 16 a をシリンダブロック 16 に開設する場合の作業は、1 つずつシリンダボア 16 a を順次開設することにより行なっているため、前記実施例のようにシリンダボア 16 a を所定角度  $\beta$  だけ傾斜させても、シリンダボア 16 a 形成上不都合な問題を生じることはない。また、ピストン自体の成形も鋳造成形などを用いれば、問題なく成形できる。

【0056】本発明は、上記実施例に限定されるものではなく、特許請求の範囲内において種々改変することができる。例えば、上記実施例は、容量可変斜板式コンプレッサに付いて説明したが、本発明は、これのみでなく、種々の斜板式コンプレッサに適用することができるものである。

【0057】

【発明の効果】以上のように、本発明によれば、ピストンの頭頂面側が駆動軸に接近するようにシリンダボアの中心軸線を駆動軸の軸線に対して所定角度だけ傾斜させているので、この傾斜させた角度だけ駆動斜板からピストンに作用する押圧力の向きが、ピストンの作動方向に近づくかあるいは一致し、ピストンに作用するサイドフォースが大幅に低減あるいは解消することができ、ピストンあるいはシリンダボアの偏摩耗が防止され、斜板式コンプレッサの耐久性および信頼性が向上する。また、ピストンの頭頂面を上死点にある時にデッドボリュウムが生じないように削落しているため、コンプレッサの圧

縮効率が低下することがない。特に、回り止め機構によりピストンがシリンダボア内で回転しないようにすれば、どのような作動状態であってもピストンの頭頂面は、バルブプレートとの間でデッドボリュウムが生じないことになるので、コンプレッサの圧縮効率の低下を完全に防止できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明に係る容量可変斜板式コンプレッサの一実施例を示す断面図である。

【図 2】 図 1 の要部を示す概略説明図である。

【図 3】 回り止め機構を示す概略断面説明図である。

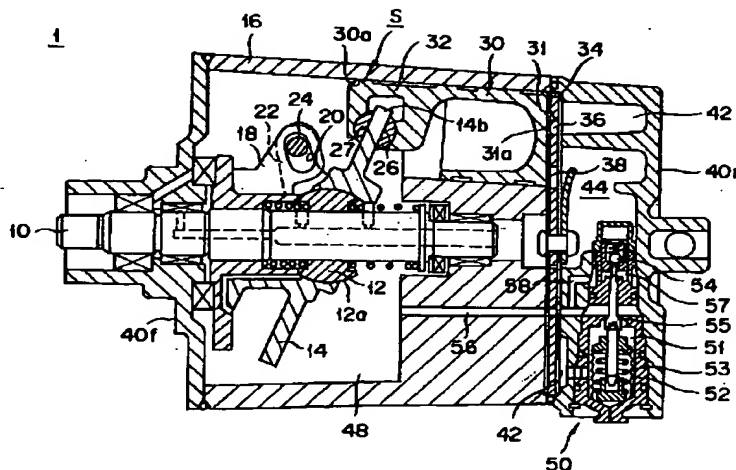
【図 4】 従来の容量可変斜板式コンプレッサを示すもので、(A) は側断面図、(B) はその要部説明図である。

【図 5】 従来の容量可変斜板式コンプレッサのピストン部分の説明図である。

【符号の説明】

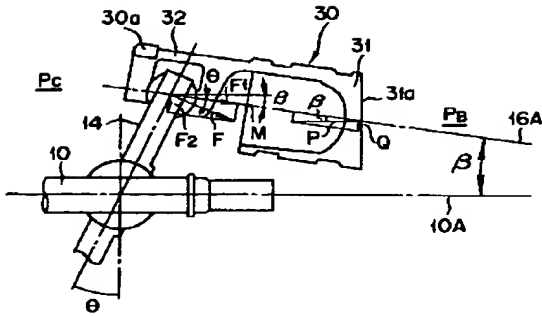
10…駆動軸、 10 A…駆動軸の軸線、 12…スリーブ、 14…駆動斜板、 16…シリンダブロック、 16 a…シリンダボア、 16 A…シリンダボアの中心軸線、 26, 27…シュー、 30…ピストン、 30 a…回り止め部、 31 a…ピストンの頭頂面、 40 f…フロントハウジング、 40 r…リヤハウジング、 48…クランク室、 a…凸曲面、 b…当接部、 c…凹曲面、 D p…ピストン頭部の直径、 r…凸曲面の端部の曲率半径、 R1…凸曲面の曲率半径、 R2…凹曲面の曲率半径、 Rp…ピストン頭部半径、 L1…凹曲面と当接部との距離、 L2…両当接部間の距離、 S…周り止め機構、  $\beta$ …傾斜角度。

【図 1】

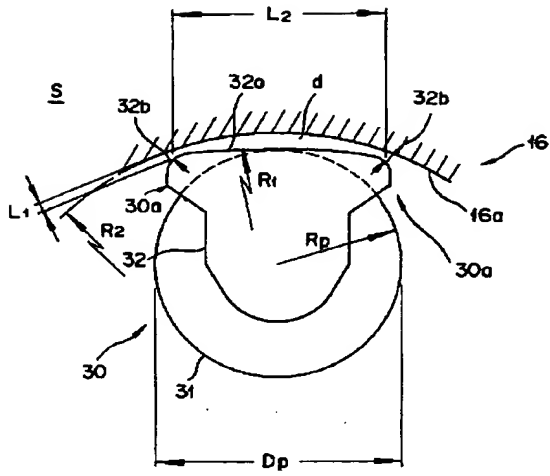




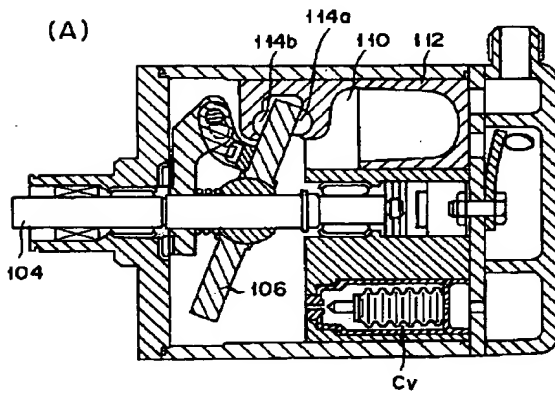
【図2】



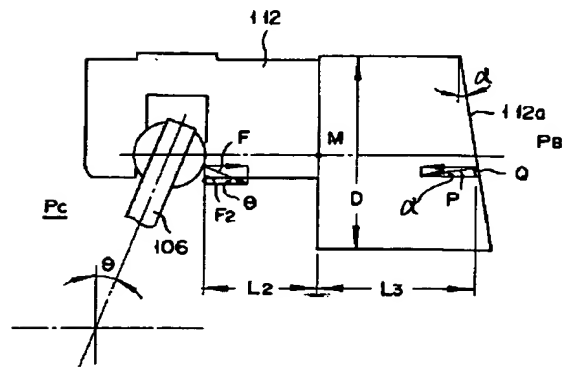
【図3】



【図4】



【図5】



(B)

